

EPODOC / EPO

PN - JP8091072 A.19960409

PD - 1996-04-09

PR - JP19940226467 19940921

OPD - 1994-09-21

TI - HIGH/LOW SPEED **SELECTING** MECHANISM FOR TRANSFER DEVICE

IN - HARA TOMOYUKI; HIDA KENICHI

PA - NISSAN MOTOR

IC - B60K17/348 ; F16H63/02

OWPI / DERWENT

TI - Tractive effort transmission appts. on four-wheel-drive vehicle - uses hydraulic pressure under command of controller, responsive to sensors of high or low gear **selection**, to actuate transmission

PR - JP19940226475 19940921;JP19940226464 19940921;JP19940226465 19940921;JP19940226467 19940921

PN - DE19535131 B4 20040408 DW200425 B60K23/08 000pp

- DE19535131 A1 19960328 DW199618 B60K23/08 058pp

- JP8091068 A 19960409 DW199624 B60K17/348 015pp

- JP8091069 A 19960409 DW199624 B60K17/348 014pp

- JP8091072 A 19960409 DW199624 B60K17/348 013pp

- JP8091073 A 19960409 DW199624 B60K17/348 017pp

- US5699871 A 19971223 DW199806 B60K23/08 053pp

- KR131829 B1 19980413 DW200011 B60K17/34 000pp

- JP3275560B2 B2 20020415 DW200233 B60K17/348 014pp

- JP3275561B2 B2 20020415 DW200233 B60K17/348 014pp

- JP3331767B2 B2 20021007 DW200273 B60K17/344 015pp

PA - (NSMO) NISSAN MOTOR CO LTD

IC - B60K17/34 ;B60K17/344 ;B60K17/348 ;B60K23/08 ;F16D11/10 ;F16H48/20 ;F16H61/04 ;F16H63/02

IN - AMEMIYA I; HARA T; NIIMI T; TAKASAKI T; TOBITA K

AB - DE19535131 Drive from a combustion engine (10) is transmitted **selectively** by differentials (26,32) to the front (continuously) and rear (on demand) wheels (12FL,12FR;12RL,12RR). The transmission (22) is actuated by hydraulic pressure under the command of a controller (18) responsive to sensors of high or low gear **selection** (86,88), traction mode (90), throttle opening (92), road speed (94), hydraulic fluid temp. (130) and pressures (132,134), and front and rear wheel speeds (96,98).

- Clearance is provided in the space between teeth of the dog clutches for smooth engagement which reduces the force required to be exerted on the gear **selector** lever.

- ADVANTAGE - Generation of noise by dog clutch engagement during transition from two-wheel to four-wheel drive is avoided by smooth operation.

- (Dwg.5/35)

USAB - US5699871 Drive from a combustion engine (10) is transmitted **selectively** by differentials (26,32) to the front (continuously) and rear (on demand) wheels (12FL,12FR;12RL,12RR). The transmission (22) is actuated by hydraulic pressure under the command of a controller (18) responsive to sensors of high or low gear **selection** (86,88), traction mode (90), throttle opening (92), road speed (94), hydraulic fluid temp. (130) and pressures (132,134), and front and rear wheel speeds (96,98).

- Clearance is provided in the space between teeth of the dog clutches for smooth engagement which reduces the force required to be exerted on the gear **selector** lever.

- ADVANTAGE - Generation of noise by dog clutch engagement during transition from two-wheel to four-wheel drive is avoided by smooth operation.

- (Dwg.5/35)

OPD - 1994-09-21

AN - 1996-172704 [24].

PAJ / JPO

PN - JP8091072 A 19960409

PD - 1996-04-09

AP - JP19940226467 19940921

IN - HARA TOMOYUKI;HIDA KENICHI

PA - NISSAN MOTOR CO LTD

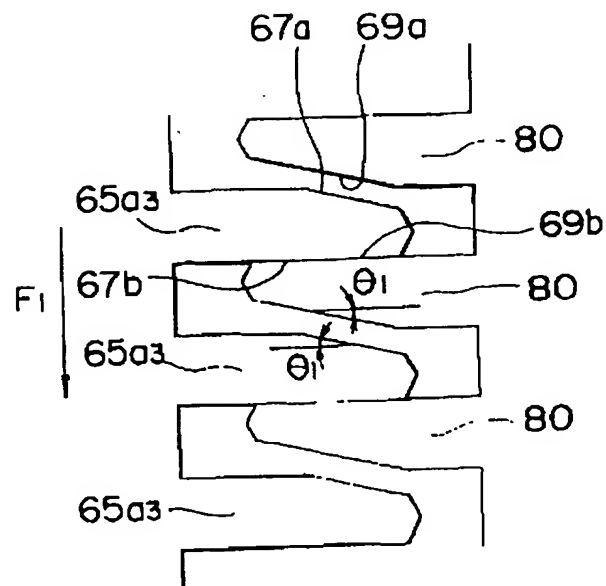
TI - HIGH/LOW SPEED **SELECTING** MECHANISM FOR TRANSFER DEVICE

AB - PURPOSE: To provide a high/low speed **selecting** mechanism for a transfer device which can easily carry out the **shift selection** operation even if a confined torque is produced on a meshing clutch when a vehicle turningly travels.

- CONSTITUTION: The driving force transmitted from a transmission to an input shaft 42 is transmitted to the first output shaft 44, **selected** between the high and low speed, by the **shift** between the high speed position H and the low speed position N of a coupling sleeve 65a due to the operating force in the axis line direction which is inputted from a **shift** lever. Further, a four-wheel drive gear 80 which is meshed through the **shift** of the coupling sleeve to the low speed position and the internal teeth 65a3 of the coupling sleeve are constituted so that the gear surfaces which are meshed each other when the revolution speed of the four-wheel drive gear becomes over the revolution speed of the coupling sleeve form the tapered surfaces 67a and 69a having the crossing angle with the axis line for allowing a thrust force to act to the coupling sleeve in the direction for preventing the separation from the four-wheel drive gear.

I - B60K17/348 ;F16H63/02

(11) 特許出願公開番号



【特許請求の範囲】

【請求項1】 変速機から駆動力が伝達される入力軸に形成された高速用ギヤと、前記入力軸と連動する減速機構に形成されて入力軸の回転を減速して伝達する低速用ギヤと、後輪側と直結している第1出力軸に軸線方向に移動自在に配設され、且つ高速位置では前記高速用ギヤと啮合するドグ歯を有するとともに、低速位置では前記低速用ギヤと啮合するドグ歯及び強制的に四輪駆動状態となる4輪駆動ギヤと啮合して前輪側と直結している第2出力軸を前記第1出力軸に駆動結合させるドグ歯を有するスリーブとを備えてなるトランスファ装置の高低速切換え機構において、

前記スリーブは、前記第1出力軸に軸線方向に移動自在とされて前記高速用ギヤ、低速用ギヤ及び4輪駆動ギヤのそれぞれに啮合するドグ歯が形成されたカップリングスリーブと、このカップリングスリーブに同軸に外挿され、且つシフトレバーから入力される軸線方向の操作力により移動して前記カップリングスリーブを低速位置から高速位置まで連動させるシフトスリーブと、前記カップリングスリーブの低速位置において前記シフトスリーブに保持力が付与されて前記4輪駆動ギヤとカップリングスリーブのドグクラッチの抜けを防止するスリーブ規制ボールとで構成されているとともに、

カップリングスリーブの低速位置において啮合する前記4輪駆動ギヤ及びカップリングスリーブのドグ歯は、4輪駆動ギヤの回転速度がカップリングスリーブの回転速度を上回った際に互いに噛み合う歯面どうしのみが、4輪駆動ギヤから離間する方向にカップリングスリーブにスラスト力を作用させる軸線と交差する角度をもったテーパ面に形成されていることを特徴とするトランスファ装置の高低速切換え機構。

【請求項2】 カップリングスリーブの低速位置において啮合する低速用ギヤ及びカップリングスリーブのドグ歯は、入力軸に駆動力が伝達される際に互いに噛み合う歯面どうしが、低速用ギヤからの離間を防止する方向にカップリングスリーブにスラスト力を作用させる軸線と交差する角度をもったテーパ面に形成されていることを特徴とする請求項1記載のトランスファ装置の高低速切換え機構。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、高低速切換え操作を容易とするトランスファ装置の高低速切換え機構に関する。

【0002】

【従来の技術】 四輪駆動車に搭載されるトランスファ装置として、特開平5-213086号公報に示すように、変速機から入力軸に伝達されてきた駆動力を噛み合いクラッチにより高低速切換えして出力軸へ伝達する高低速切換え機構を備えた装置が知られている。

【0003】 前記高低速切換え機構は、変速機から駆動力が伝達される入力軸に形成された高速用ギヤと、前記入力軸と連動する減速機構に形成されて入力軸の回転を減速して伝達する低速用ギヤと、後輪側と直結している第1出力軸に軸線方向に移動自在に配設されたスリーブとを備えている。このスリーブは、高速位置では前記高速用ギヤと啮合し、低速位置では前記低速用ギヤと啮合するとともに、強制的に四輪駆動状態となる4輪駆動ギヤと啮合し、前輪側と直結している第2出力軸を前記第1出力軸に駆動結合させるようになっている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、高低速切換え機構を低速位置に切換え操作し、スリーブが低速用ギヤ及び4輪駆動ギヤと啮合する状態で車両が旋回走行した場合には、後輪の回転速度と比較して前輪の回転速度が上回るので、4輪駆動ギヤとスリーブの噛み合い部分にこもりトルクが発生する。このこもりトルクの発生により4輪駆動ギヤとスリーブの噛み合い部分の歯面間の摩擦力が増大するので、低速位置から高速位置へのシフト切換え操作が容易に行うことができないおそれがある。

【0005】 本発明は上記事情に鑑みてなされたものであり、車両が旋回走行する場合に噛み合いクラッチにこもりトルクが発生しても、容易にシフト切換え操作を行うことが可能なトランスファ装置の高低速切換え機構を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】 この発明の請求項1記載のトランスファ装置の高低速切換え機構は、変速機から駆動力が伝達される入力軸に形成された高速用ギヤと、前記入力軸と連動する減速機構に形成されて入力軸の回転を減速して伝達する低速用ギヤと、後輪側と直結している第1出力軸に軸線方向に移動自在に配設され、且つ高速位置では前記高速用ギヤと啮合するドグ歯を有するとともに、低速位置では前記低速用ギヤと啮合するドグ歯及び強制的に四輪駆動状態となる4輪駆動ギヤと啮合して前輪側と直結している第2出力軸を前記第1出力軸に駆動結合させるドグ歯を有するスリーブとを備えてなるトランスファ装置の高低速切換え機構において、前記スリーブは、前記第1出力軸に軸線方向に移動自在とされて前記高速用ギヤ、低速用ギヤ及び4輪駆動ギヤのそれぞれに啮合するドグ歯が形成されたカップリングスリーブと、このカップリングスリーブに同軸に外挿され、且つシフトレバーから入力される軸線方向の操作力により移動して前記カップリングスリーブを低速位置から高速位置まで連動させるシフトスリーブと、前記カップリングスリーブの低速位置において前記シフトスリーブに保持力が付与されて前記4輪駆動ギヤとカップリングスリーブのドグクラッチの抜けを防止するスリーブ規制ボールとで構成されているとともに、カップリングスリー

3

ブの低速位置において噛合する前記4輪駆動ギヤ及びカップリングスリーブのドグ歯は、4輪駆動ギヤの回転速度がカップリングスリーブの回転速度を上回った際に互いに噛み合う歯面どうしのみが、4輪駆動ギヤから離間する方向にカップリングスリーブにスラスト力を作用させる軸線と交差する角度をもったテーパ面に形成されていることを特徴とする機構である。

【0007】また、請求項2記載のトランスファ装置の高低速切換機構は、請求項1記載の機構において、カップリングスリーブの低速位置において噛合する低速用ギヤ及びカップリングスリーブのドグ歯は、入力軸に駆動力が伝達される際に互いに噛み合う歯面どうしが、低速用ギヤからの離間を防止する方向にカップリングスリーブにスラスト力を作用させる軸線と交差する角度をもったテーパ面に形成されていることを特徴とする機構である。

【0008】

【作用】本発明の請求項1記載のトランスファ装置の高低速切換機構によれば、シフトレバーから入力される軸線方向の操作力によりシフトスリーブを低速位置まで移動していくと、このシフトスリーブと連動してカップリングスリーブも低速位置まで移動する。この時点で、シフトレバーに保持力が付与されるスリーブ規制ボールによりカップリングスリーブの移動が規制されるので、低速位置において低速用ギヤ及び4輪駆動ギヤと噛合しているカップリングスリーブの抜けが確実に防止される。

【0009】また、カップリングスリーブを低速位置とした車両走行中に旋回した場合には、前輪の回転速度が後輪の回転速度を上回ることによって噛合している4輪駆動ギヤ及びカップリングスリーブのドグ歯にこもりトルクが発生するが、本発明では、こもりトルクの発生により軸線と交差する角度をもつテーパ面に形成された歯面どうしが噛み合い、4輪駆動ギヤから離間する方向にカップリングスリーブにスラスト力が作用する。このスラスト力をスリーブ抜け力として利用してシフトスリーブを軸線方向に移動できるので、こもりトルク発生によるシフトレバーの操作に悪影響を与えることがなく、しかも、スリーブ規制ボールの保持力を解除するだけの低い操作力で容易に低速位置から高速位置へシフトレバーの切換え操作を行うことができる。

【0010】また、請求項2記載のトランスファ装置の高低速切換機構によれば、請求項1記載の作用に加えて、カップリングスリーブを低速位置として車両が走行する場合には、低速用ギヤとカップリングスリーブのドグ歯との互いに噛み合う歯面どうしが軸線と交差する角度をもつテーパ面に形成されているので、入力軸に伝達される駆動力によって低速用ギヤからの離間を防止する方向にカップリングスリーブにスラスト力が作用する。このスラスト力をスリーブ抜け防止力として前述したス

4

リーブ抜け力と対抗させることにより、スリーブ規制ボールが負担するカップリングスリーブの抜け防止力を低減させることができる。

【0011】

【実施例】以下、この発明の実施例を図面を参照して説明する。図1に示すものは、FR（フロントエンジン、リヤドライブ）方式をベースにしたパートタイム四輪駆動車であり、回転駆動源としてのエンジン10と、前左～後右側の車輪12FL～12RRと、車輪12FL～12RRへの駆動力配分比を変更可能な駆動力伝達系14と、駆動力伝達系14による駆動力配分を制御するために油圧を供給する油圧供給装置16と、油圧供給装置16を制御するコントローラ18を備えた車両である。

【0012】駆動力伝達系14は、トルクコンバータ等が組み込まれ、エンジン10からの駆動力を変速する流体式自動変速機20と、この自動変速機20からの駆動力を前輪12FL、12FR及び後輪（常時駆動輪）12RL、12RR側に分割するトランスファ22とを有している。そして、駆動力伝達系14では、トランスファ22で分割された前輪駆動力が前輪側出力軸24、フロントディファレンシャルギヤ26及び前輪側ドライブシャフト28を介して、前輪12FL、12FRに伝達され、一方、後輪側駆動力がプロペラシャフト（後輪側出力軸）30、リアディファレンシャルギヤ32及びドライブシャフト34を介して後輪12RL、12RRに伝達される。

【0013】図2はトランスファ22の内部構造を示すものであり、トランスファケーシング40内には、入力軸42及び第1出力軸44が同軸突き合わせ状態で相対回転可能に配設されている。すなわち、入力軸42は一端側42aから他端側42bに向かうに従い外径及び内径が複数段に拡径された円筒部材であり、一端側42aの内径部42eに自動変速機20の出力軸56が嵌入され、外径部がフロントケーシング40aにラジアル軸受46を介して回転自在に支持されている。

【0014】また、第1出力軸44は、入力軸42の内径部42eに挿入された一端側44dがベアリング45a、45bを介して配設され、後輪側出力軸30に結合する他端側が、リアケーシング40bにラジアル軸受48を介して回転自在に支持されて相対回転可能に配設されている。そして、これら入力軸42及び第1出力軸44に対して平行に、フロントケーシング40a及びリアケーシング40bにそれぞれ配設されたベアリング50、52を介して第2出力軸54が回転自在に支持されている。なお、第2出力軸54は前輪側出力軸24に結合されている。

【0015】また、入力軸42及び第1出力軸44には、副変速機58と2輪-4輪駆動切換機構60とが設けられている。副変速機58は、遊星歯車機構62と、この遊星歯車機構62に同軸的に配設された噛み合いクラッチ形式の高低速切換機構65とで構成されてい

5

る。遊星歯車機構62は、入力軸42の他端側42bの外周に形成されたサンギヤ62aと、フロントケーシング10a内部で固定されたインターナルギヤ62bと、これらサンギヤ62a及びインターナルギヤ62bに噛合するピニオンギヤ62cと、ピニオンギヤ62cを回転自在に支持するピニオンキャリア62dとで構成されている。

【0016】また、高低速切換機構65は、第1出力軸44の軸方向にスライド自在とされたカップリングスリーブ65aと、カップリングスリーブ65aの縮径部65a₁に外挿されたシフトスリーブ65bと、前記縮径部65aの一部に収納されてカップリングスリーブ65aの移動規制または解除をするスリーブ規制ボール65cと、入力軸42の外周位置に形成されてカップリングスリーブ65aと噛合する高速シフト用ギヤ65dと、ピニオンキャリア62dの内周部に形成されてカップリングスリーブ65aと噛合する低速シフト用ギヤ65eと、2輪-4輪駆動切換機構60の構成部材である第1スプロケット68に設けられた4輪駆動用ギヤ80とで構成されている。

【0017】すなわち、カップリングスリーブ65aは、図3に示すように、円筒状の縮径部65a₁と、この縮径部65a₁に遊星歯車機構62側の一端部において一体に形成された拡張部65a₂とで構成され、縮径部65a₁の内周に内歯65a₃が形成され、拡張部65a₂の外周に外歯65a₄が形成されている。また、縮径部65a₁の円周方向には、所定間隔をあけてガイド孔65a₅が複数貫通して形成されており、これらガイド孔65a₅にスリーブ規制ボール65cが収納されている。そして、第1出力軸44の外周に設けられた複数条のキー溝に内歯65a₃がスプライン結合してカップリングスリーブ65aが軸方向にスライド移動することにより、内歯65a₃と高速シフト用ギヤ65dとが噛合し、外歯65a₄と低速シフト用ギヤ65eとが噛合可能とされている。また、縮径部65a₁の他端部の外周には、シフトスリーブ65bの移動を規制する規制部材65a₇が配設されている。ここで、縮径部65a₁がスライド移動する第1出力軸44の外周には、ガイド孔65a₅に収納されているスリーブ規制ボール65cが嵌まり込む環状の係合溝65a₆が形成されている。

【0018】また、シフトスリーブ65bは、図3に示すように、その外周面に副変速機レバーのフォーク先端部84が係合しており、副変速機レバーの操作によって高速位置H、低速位置L及び中立位置Nまで移動可能とされている。そして、このシフトスリーブ65bの内周面には、シフトスリーブ65bが低速位置Lに移動した際にスリーブ規制ボール65cを係合溝65a₆に押し込むことが可能であり、且つ縮径部65a₁の外周面を摺動する環状の突部65b₁が形成されているととも

6

に、スリーブ規制ボール65cの一部を内部に収納してカップリングスリーブ65aの移動を許容する収納部65b₂が突部65b₁に連続して形成されている。

【0019】そして、副変速機レバーの操作によりシフトスリーブ65bを高速位置Hから低速位置Lまで移動（図3の状態から右方向への移動）させていくと、ガイド孔65a₅内部で転動するスリーブ規制ボール65cに押圧されてカップリングスリーブ65aもシフトスリーブ65bと同一方向へ移動していく。そして、図4に示すように、スリーブ規制ボール65cが係合溝65a₆に入り込んだ時点でカップリングスリーブ65aの移動が停止し、シフトスリーブ65bの突部65b₁がスリーブ規制ボール65cを上方から押圧することにより、係合溝65a₆へのスリーブ規制ボール65cの押し込み動作が行われる。このスリーブ規制ボール65cが係合溝65a₆に押し込まれることによりカップリングスリーブ65aの抜けが防止され、この状態で低速シフト用ギヤ65eと外歯65a₄とが噛合し、且つ内歯65a₃と4輪駆動用ギヤ80とが噛合する。

【0020】また、副変速機レバーの操作によりシフトレバー65bを低速位置Lから高速位置Hまで移動（図4の状態から左方向への移動）させていくと、まず、シフトスリーブ65bの左側への移動により、突部65b₁によるスリーブ規制ボール65cの押し込みが解除されてカップリングスリーブ65aが移動可能となる。そして、シフトスリーブ65bの拡張部65a₂への当接により、カップリングスリーブ65aも同一方向に移動していき、図3に示すように、高速シフト用ギヤ65dと内歯65a₃とが噛合する。

【0021】ここで、シフトスリーブ65bの低速位置L（図4の状態）において噛合する内歯65a₃及び4輪駆動用ギヤ80は、図5に示すように、前進駆動力伝達時の回転方向を矢印F₁とすると、回転伝達側と反対側の互いの側面は、軸線（シフトスリーブ65b及び第1出力軸44の軸線）と所定の角度 θ_1 をもって交差するテーパ面67a、69aとされて形成されている。また、回転伝達側の互いの側面67b、69bは、軸線に沿って形成されている。

【0022】また、シフトスリーブ65bの低速位置Lにおいて上記の噛合と同時に噛合する低速シフト用ギヤ65e及び外歯65a₄は、図6に示すように、前進駆動力伝達時の回転方向を矢印F₁とすると、回転伝達側の互いの側面が、軸線と所定の角度 θ_2 をもって交差するテーパ面71a、73aとして形成されている。また、図2に戻って、フロントケーシング40a内部には、シフトスリーブ65bが高速シフト位置Hまでスライド移動したことを検出する高速シフト位置センサ86と、シフトスリーブ65bが低速シフト位置Lまでスライド移動したことを検出する低速シフト位置センサ88が配設されている。そして、高速シフト位置センサ86

の検出信号 S_8 、低速シフト位置センサ88の検出信号 S_9 は後述するコントローラ18に随時入力されるようになっている。

【0023】2輪-4輪駆動切換機構60は、前後輪に対する駆動力配分比を変更する湿式多板摩擦クラッチ（以下、摩擦クラッチと略称する。）66と、第1出力軸44に回転自在に配設された第1スプロケット68と、第2出力軸54と同軸に結合された第2スプロケット70と、第1及び第2スプロケット68、70間に巻装したチェーン72とで構成されている。

【0024】摩擦クラッチ66は、第1スプロケット68に結合されたクラッチドラム66aと、このクラッチドラム66aにスプライン結合されたフリクションプレート66bと、第1入力軸44の外周にスプライン結合されたクラッチハブ66cと、クラッチハブ66cに一体結合されて前記フリクションプレート66b間に配設されたフリクションディスク66dと、第1出力軸44の外周に配設されてクラッチドラム66a側への軸方向移動によりフリクションプレート66b及びフリクションディスク66dを当接させる回転部材66eと、クラッチハブ66cに一体結合されクラッチハブcと回転部材66eとを係合するピン66kと、リアケーシング40bの内壁に装着されて軸方向の移動が可能とされたクラッチピストン66gと、このクラッチピストン66gの軸方向の移動を回転部材66eに伝達するスラスト軸受66fと、クラッチピストン66gとリアケーシング40bとの内壁間に形成されたシリンダ室66hと、回転部材66eに対してクラッチピストン66g側へ付勢力を与えるリターンズpring66jとで構成されている。

【0025】そして、シリンダ室66hと連通するリアケーシング40bに形成された人力ポート74に、油圧供給装置16からクラッチ圧 P_c が供給されると、シリンダ室66h内の押圧力発生によりクラッチピストン66gが図2の左側へ移動し、このクラッチピストン66gの移動がスラスト軸受66fを介して回転部材66eに伝達され、相互に離間していたフリクションプレート66b及びフリクションディスク66dが、フリクションディスク66dの移動により当接し、摩擦力によるクラッチ圧 P_c に応じた締結力が付与される。これにより、第1出力軸44の回転駆動力が、摩擦クラッチ66の締結力に応じた所定のトルク配分比で、第1スプロケット68、チェーン72及び第2スプロケット70を介して第2出力軸54に伝達されるようになっている。

【0026】また、供給されるクラッチ圧 P_c が低下してリターンズpring66jの付勢力によって回転部材66e及びクラッチピストン66gが図2の右側へ移動してフリクションプレート66b及びフリクションディスク66dが相互に離間すると、第1出力軸44の回転駆動力は第2出力軸54に伝達されない。また、前記油

圧供給装置16は、図9に示す回路構成によりトランスファ22の人力ポート74に所定のクラッチ圧 P_c が供給されるようになっている。

【0027】この油圧供給装置16は、第1出力軸44と直結して回転駆動する正逆回転形のメインポンプ100と、このメインポンプ100と並列配置され、電動モータ（サブモータ）102を動力源として回転駆動する正回転形のサブポンプ104を油圧源としている。これらメインポンプ100及びサブポンプ102は、オイルタンク105内の作動油をストレーナ106a、108aを介して吸入し、吐出側の配管106b、108bに吐出する。また、配管106b、108bを収束する収束配管110aには、オイルエレメント112が接続され、このオイルエレメント112の上流側（メインポンプ100及びサブポンプ104側）に、他端が潤滑系114側と接続するリリーフ路116が接続されている。また、オイルエレメント112の下流側にライン圧調圧弁118が接続されているとともに、収束配管110aから分岐する配管110b、110c、110eに、それぞれ電磁開閉弁120、クラッチ圧力調整弁122、減圧弁124の人力側が接続されている。また、クラッチ圧力調整弁122の出力側には、電磁切換弁120からのパイロット圧が供給されるとトランスファ22にクラッチ圧 P_c を供給するパイロット切換弁126の入力側が接続され、減圧弁124の出力側には、デューティ制御電磁弁128の入力側が接続されている。なお、オイルタンク105内には作動油の温度を検知する温度センサ130が配設されているとともに、ライン圧調圧弁118により減圧設定された圧力を検知する油圧スイッチ132及びパイロット切換弁126から出力されるクラッチ圧 P_c を検知する圧力スイッチ134が配設され、これら検知信号はコントローラ18に出力されるようになっている。そして、この油圧供給装置16は、実際の車両では、トランスファ22の内部に配設されている。なお、オイルタンク105から作動油を吸引するメインポンプ100は、図2に示すように、第1ギヤ136a及び第2ギヤ136bを介して第1出力軸44と連結され、サブポンプ104は、リアケーシング40bに外付けされた電動モータ102に連結されている。

【0028】次に、図9を参照して油圧供給装置16の各構成部品を詳述する。正回転駆動をするメインポンプ100は、吸入配管106cの端部に接続されたストレーナ106aを介してオイルタンク105から作動油を吸引し、サブポンプ104も、吸入配管108cの端部に接続されたストレーナ108aを介してオイルタンク105から作動油を吸引する。そして、収束配管110aと接続する各ポンプの吐出配管106b、108bにはそれぞれ逆止弁106d、108dが介挿されているとともに、メインポンプ100の吐出配管106bとサブポンプ104の吸入配管108cとの間は、バイパス

路140が接続されている。このバイパス路140は、バイパス配管140aと、このバイパス配管140aに介挿された3連の逆止弁140bとで構成され、吐出配管106bが圧縮状態となった場合に逆止弁140bが開状態となり、作動油が破線矢印方向に流れる連通路となる。

【0029】オイルエレメント112より上流側の収束配管110aに接続されたリリーフ路116は、潤滑系114側に他端が接続されたリリーフ配管116aと、このリリーフ配管116aに介挿された2連のパネ付き逆止弁116bとで構成されている。そして、オイルエレメント112のフィルタに目詰まりが発生して、オイルエレメント112より上流側の圧力が所定圧以上となると、逆止弁116bが開状態となり、作動油が破線矢印方向に流れる連通路となる。

【0030】ライン圧調圧弁118は、内部パイロット及びスプリング形式の減圧弁により構成され、収束配管110a側に接続する入力ポート118₁、潤滑系114側に接続する出力ポート118₂及び固定絞りを介して一次圧及び二次圧が供給される内部パイロットポート118₁₁、118₁₂を有する筒状の弁ハウジング内にスプールが摺動自在に配設され、このスプールを一端側に付勢するリターンズプリング118aが配設されている。そして、メインポンプ100もしくはサブポンプ104で昇圧された供給圧P₁は、ライン圧調圧弁118より所定圧に減圧設定されて電磁切換弁120、クラッチ圧力調整弁122、減圧弁124に供給される。なお、減圧設定した際に出力ポート118₂から流れ出た作動油は、潤滑系114へ戻される。

【0031】また、クラッチ圧力調整弁122は、内部、外部パイロット及びスプリング形式の圧力調整弁で構成されており、配管110cと接続する入力ポート122₁、パイロット切換弁126と接続する出力ポート122₂、二次圧が固定絞りを介してパイロット圧として供給される内部パイロットポート122₁₁、デューティ制御電磁弁128から制御圧が供給される外部パイロットポート122₁₂を有する筒状の弁ハウジング内にスプールが摺動自在に配設され、このスプールを一端側に付勢するリターンズプリング122aが配設されている。このクラッチ圧力調整弁122は、デューティ制御電磁弁128から制御圧が供給されない場合には、入力ポート122₁と出力ポート122₂の連通路が閉塞されて二次圧が出力されないが、デューティ制御電磁弁128からパイロット制御圧が供給されると、スプールが移動制御されて出力ポート122₂からパイロット制御圧に応じた二次圧がクラッチ圧P_cとして出力される。

【0032】減圧弁124は、内部パイロット及びスプリング形式の二次圧一定形減圧弁により構成されており、配管110eと接続する入力ポート124₁、デューティ制御電磁弁128と接続する出力ポート12

4₁、出力ポート124₂からの二次圧が固定絞りを介してパイロット圧として供給される内部パイロットポート124₁₁と、ドレインポート124₂とを有する筒状の弁ハウジング内にスプールが摺動自在に配設され、このスプールを一端側に付勢するリターンズプリング124aが配設されている。そして、内部パイロットポート124₁₁に供給されるパイロット圧によってスプールが所定位置に移動制御されることにより、入力ポート124₁から供給された一次圧が、所定圧に減圧調整された制御圧としてデューティ制御電磁弁128に供給されるようになっている。

【0033】また、デューティ制御電磁弁128は、3ポート2位置形に構成され、減圧弁124側に接続された入力ポート128₁と、ドレイン側に接続されたドレインポート128₂と、クラッチ圧力調整弁122の外部パイロットポート122₁₂と接続する出力ポート128₃と、リターンズプリング127aを有し、弁内部に配設されたスプールが出力ポート128₃とドレインポート128₂とを連通させるノーマル位置128bと、入力ポート128₁と出力ポート128₃とを連通させる作動位置128cとに移動制御される弁である。そして、コントローラ18からソレノイド128dに所定デューティ比の励磁電流i₀が供給されると、その励磁電流I₀がオン状態である区間リターンズプリング128aに抗してノーマル位置128bから作動位置128cにスプールが移動制御されることにより、デューティ比に応じたパイロット制御圧がクラッチ圧調整弁122に出力される。したがって、クラッチ圧調整弁122は、デューティ制御電磁弁128から外部パイロットポート122₁₂に制御圧が供給されると、パイロット制御圧に応じたクラッチ圧P_cが吐出され、これに応じた摩擦クラッチ66の締結力が制御されてクラッチP_cに応じた前輪への駆動トルクの配分が行われる。

【0034】また、スプリングオフセット形の電磁切換弁120は、3ポート2位置に構成され、ライン圧が供給される入力ポート120₁と、パイロット切換弁126の外部パイロットポート126₁₂と接続する出力ポート120₂と、ドレインポート120₃とを有し、弁内部に配設されたスプールが入力ポート120₁を遮断し且つ出力ポート120₂をドレインポート120₃に連通させるノーマル位置120bと、入力ポート120₁と出力ポート120₂とを連通させ且つドレインポート120₃を遮断する作動位置120cとに移動制御される弁である。そして、電磁開閉弁120は、コントローラ18から励磁電流I₁がソレノイド120dに出力されると、その励磁電流I₁がオン状態を継続している間リターンズプリング120aに抗してスプールが移動制御されて作動位置120cとなり、パイロット切換弁126の外部パイロットポート126₁₂にパイロット制御圧が供給される。また、コントローラ18からの励磁電

流 i_1 がオフ状態となると、リターンズプリング120aの押圧力によってノーマル位置120bに戻され、外部パイロットポート126_rに供給されていたパイロット制御圧がドレインポート120_oを通じて消圧される。

【0035】また、パイロット切換弁126は、図10にも示すように、クラッチ圧力調整弁122から二次圧が供給される入力ポート126_i、トランスファ22へ二次圧を供給する出力ポート126_o、電磁切換弁120のソレノイド120dが通電状態であるときに制御圧が供給される外部パイロットポート126_r、ドレインポート126_oを有する筒状の弁ハウジング1261内に、スプール126eが摺動自在に配設され、さらに、このスプール126eを一端側に付勢するリターンズプリング126aが配設されている弁である。

【0036】そして、このパイロット切換弁126のスプール126eは、外部パイロットポート126_rにパイロット制御圧が供給されない場合には、入力ポート126_iと出力ポート126_oとが遮断され、且つ出力ポート126_oがドレインポート126_oに連通する2WDモード位置126bに移動制御されるようになっている(図10の左側半断面状態)。また、電磁切換弁120のソレノイド120dが通電状態(オン状態)となると、電磁切換弁120のスプールを第2位置120cに移動制御して外部パイロットポート126_rに制御圧が供給され、入力ポート126_iと出力ポート126_oとが連通する4WDモード位置126cに移動制御されるようになっている(図10の右側半断面状態)。

【0037】このように、パイロット切替弁126を電磁切替弁120からのパイロット制御圧で駆動することにより、高圧のパイロット制御圧でスプール126eを駆動することができ、スプール126eの摺動通路に塵埃、切り屑等が付着してスプール126eの摺動抵抗が大きいか場合でも、スプール126eの摺動を確保することができる。

【0038】一方、コントローラ18は、図11に示すように、高速シフト位置センサ86、低速シフト位置センサ88、2-4WDモードセンサ90からの検出信号に基づいて油圧供給装置16への励磁電流 i_1 、 i_2 を出力する装置である。なお、この実施例では、同じコントローラ18において、油圧供給装置16が所定の油圧を保持可能にするための制御も行うようになっており、そのために必要な前記油温センサ130および油圧スイッチ132、134を備えるとともに、これらのセンサからの検出信号に基づく制御信号CS₁もコントローラ18から前記油圧供給装置16へ出力されるようになっている。

【0039】このコントローラ18は、図11に示すように、前記駆動力配分制御を行うためのマイクロコンピュータ7と、前述の所定油圧保持制御を行うためのマイ

クロコンピュータ8と、前記マイクロコンピュータ7からの制御信号CS₁に応じて前記油圧供給装置16におけるデューティ制御電磁弁128のソレノイド128dに所要デューティ比の励磁電流 i_1 を供給する駆動回路31aと、前記マイクロコンピュータ7からの制御信号CS₁に応じてオン・オフされる励磁電流 i_1 を油圧供給装置16における電磁切替弁120のソレノイド120dに供給する駆動回路31bと、前記マイクロコンピュータ8からのモータ制御信号S₁に応じてサブモータ102をチョッパ制御してモータ制御信号S₁に応じた回転速度に速度制御するモータ駆動回路103とを備えている。

【0040】前記マイクロコンピュータ7は、前記各センサ86、88、90からの検出信号を各検出値として読み込むためのA/D変換機能を有する入力インタフェース回路7aと、所定のプログラムに従って駆動力配分制御のための演算・制御処理(図14参照)等を行う演算処理装置7bと、ROM、RAM等の記憶装置7cと、前記演算処理装置7bで得られた前輪側トルク配分を決定するクラッチ圧Pcを指令するデューティ比Dの制御信号CS₁及びクラッチ圧Pcを出力するか否かを決定する制御信号CS₂を出力するための出力インタフェース回路7dとを備えている。また、前記マイクロコンピュータ8は、前記各センサ130、132、134からの検出信号を各検出値として読み込むためのA/D変換機能を有する入力インタフェース回路8aと、演算処理装置8bと、ROM、RAM等の記憶装置8cと、前記演算処理装置8bで得られたサブモータ回転速度指令値を例えばアナログ電圧信号S₁として出力するためのD/A変換機能を有する出力インタフェース回路8dとを備えている。

【0041】そして、マイクロコンピュータ7は、図示しない演算処理に従って、2-4WDモードセンサ90からのモード信号D₁、高速シフト位置センサ86からの高速シフト位置検出信号S₁、低速シフト位置センサ88からの低速シフト位置検出信号S₂に基づいて、前輪側トルク配分指令値T₁を設定し、これに対応するクラッチ圧Pcを指定するデューティ比Dを算出し、このデューティ比Dに対応する指令値の制御信号CS₁を出力するとともに、制御信号CS₁をオン状態若しくはオフ状態に制御し、これら制御信号CS₁及びCS₂をそれぞれ前記駆動回路31a、31bに出力する。

【0042】そして、前記駆動回路31aは、前記マイクロコンピュータ7から出力されるアナログ電圧信号である制御信号CS₁の指令値に応じたデューティ比Dの励磁電流を出力する例えばパルス幅変調回路を備えており、制御信号CS₁の指令値に応じたデューティ比の励磁電流 i_1 をデューティ制御電磁弁128のソレノイド128dに出力する。

【0043】また、前記駆動回路31bは、前記マイク

ロコンピュータ7から出力される制御信号CS_iを電磁切替弁120のソレノイド120dを励磁可能な電流値の励磁電流 i_i に変換して、これを電磁切替弁120のソレノイド120dに出力する。また、この実施例のコントローラ18で行われる演算処理、すなわち油圧供給装置16が所定の油圧を供給可能にするための制御は、例えば、図示されない演算処理によって、油圧スイッチ132で収束配管110aのオイルエレメント112のド流側のライン圧 P_i が設定値以下に低圧していることを検出したときに、サブポンプ104からの吐出圧(油量)を制御するために、前記油温センサ120からの油温検出値 S_i に応じて設定される回転速度指令値を表す制御信号 S_i を算出し、これをモータ駆動回路103に供給することにより、サブモータ102の回転速度を制御して、油圧供給装置16から出力されるライン圧 P_i を所定圧力に維持するものである。ここで、マイクロコンピュータ7の記憶装置7cには、演算処理装置7bの処理の実行に必要なプログラム及び固定データ等が予め記憶されているとともに、その処理結果が一時記憶可能とされている。

【0044】この内、固定データとしては、図12から図14に示す各制御特性に対応した記憶テーブルを含んでいる。図12は、前後輪回転速度差 ΔT に対する前輪側への伝達トルク ΔT の制御特性を示したものである。これによると、駆動力配分を伝達トルク ΔT を回転速度差 Δ の増加に応じて非線形に増加させている。また、図13は、パイロット切替弁126のクラッチ圧 P_c の変化に応じて直線的に変化する前輪側への伝達トルク ΔT の値を示している。また、図14は、デューティ制御電磁弁128のソレノイド128dに供給する励磁電流値 i_i のデューティ比Dの増加に応じて非線形に放物線状に増加するクラッチ圧調整弁122のクラッチ圧 P_c の値を示している。

【0045】そして、マイクロコンピュータ7で前後輪の回転速度差 ΔN をもとに図12に対応する記憶テーブルを参照することにより伝達トルク ΔT が決定されると、図13、図14に対応する記憶テーブルを順次参照して、コントローラ18が出力しなければならないデューティ比Dの値が逆算されるようになっている。そして、図14で示す $D_1 \sim D_2$ の範囲のデューティ比に応じたクラッチ圧 $P_1 \sim P_2$ が摩擦クラッチ66に供給されると、摩擦クラッチ66の締結力に応じた所定のトルク配分比が、後輪：前輪＝100%：0～後輪：前輪＝50%：50%まで連続的に変化される。

【0046】次に、副変速機レバーのレンジ選択によるトランスファ22の駆動力伝達経路について説明する。なお、副変速機レバーは、後2輪駆動H1レンジ(以下、2Hレンジと略称する。)、4輪駆動高速レンジ(以下、4Hレンジと略称する。)、中立レンジ(以下、Nレンジと略称する)、4輪駆動低速レンジ(4L

レンジ)の4つのモードが設定可能とされ、4Lレンジ及び4Hレンジが選択されると、コントローラ18に2-4WDモードセンサ90から4輪駆動モード信号D₄が入力されるようになっている。また、レンジ選択パターンは、2Hレンジ \leftrightarrow 4Hレンジ \leftrightarrow Nレンジ \leftrightarrow 4Lレンジに設定可能とされている。

【0047】まず、Nレンジを選択すると、カップリングスリーブ65aは、高速シフト用ギヤ65d、低速シフト用ギヤ65e及び4輪駆動用ギヤ80のいずれにも噛み合せず伝達経路が確保されないため、全車輪は駆動しない。また、2Hレンジを選択すると、コントローラ18に2-4WDモードセンサ90から2輪駆動モード信号D₂及び高速シフト位置センサ86から高速シフト位置検出信号 S_H が入力され、コントローラ18は油圧供給制御を行わず、トランスファ22の入力ポート74にクラッチ圧 P_c は供給されない。そして、カップリングスリーブ65aの内歯65a₁と高速シフト用ギヤ65dが噛み合うので、入力軸42の駆動力は高速シフト用ギヤ65d、内歯65a₁、第1出力軸44の伝達経路によって高速回転駆動力として伝達され、摩擦クラッチ66のフリクションプレート66b及びフリクションディスク66dは締結されないため第2出力軸54への伝達経路が確保されず、車両は高速2輪駆動状態で走行可能となる。

【0048】また、4Hレンジを選択すると、コントローラ18に2-4WDモードセンサ90から4輪駆動モード信号D₄及び高速シフト位置センサ86から高速シフト位置検出信号 S_H が入力され、コントローラ18はデューティ比 $D_1 \sim D_2$ の範囲に応じた指令値の制御信号CS_iをデューティ制御電磁弁128のソレノイド128dに出力してクラッチ圧調整弁122を制御する。これにより、クラッチ圧調整弁122から $P_1 \sim P_2$ の範囲の二次圧が出力され、切替弁126を介してクラッチ圧 P_c として入力ポート74(摩擦クラッチ66)に供給される。そして、入力軸42の駆動力は高速シフト用ギヤ65d、内歯65a₁、第1出力軸44の伝達経路により高速回転駆動力として伝達され、第1出力軸44の高速回転駆動力は、所定のトルク配分比で締結された摩擦クラッチ66、第1のスプロケット68、チェーン72、第2のスプロケット70、第2出力軸54の伝達経路により高速回転駆動力として伝達されるので、車両は高速4輪駆動状態で走行可能となる。

【0049】また、4Lレンジを選択すると、コントローラ18に2-4WDモードセンサ90から4輪駆動モード信号D₄及び低速シフト位置センサ88から低速シフト位置検出信号 S_L が入力され、コントローラ18は油圧供給制御を行わず、トランスファ22の入力ポート74にクラッチ圧 P_c が供給されない。そして、カップリングスリーブ65aの外歯65a₂及び低速シフト用ギヤ65cが噛み合し、同時に内歯65a₁及び4輪駆動

用ギヤ80が噛合する。そして、低速シフト用ギヤ65cは遊星歯車機構62により入力軸42に対して減速回転しているため、入力軸42の駆動力は、低速シフト用ギヤ65e、外歯65a₁、内歯64a₃、第1出力軸44の伝達経路により減速回転駆動力として伝達され、同時に、第1出力軸44の低速回転駆動力は、内歯64a₃、4輪駆動用ギヤ80、第1のスプロケット68、チェーン72及び第2のスプロケット70、第2出力軸54の伝達経路により減速回転駆動力として伝達されるので、車両は低速1輪駆動状態で走行可能となる。

【0050】次に、本実施例の高低速切換機構65について図3から図8を参照して説明する。副変速機レバーの操作によりシフトスリーブ65bを低速位置Lに移動させていくと、スリーブ規制ボール65cが係合溝65a₁に入り込んだ時点でカップリングスリーブ65aの移動が停止し、シフトスリーブ65bの突部65b₁がスリーブ規制ボール65cを上方から押圧することにより、係合溝65a₁へのスリーブ規制ボール65cの押し込み動作が行われてカップリングスリーブ65aの移動が規制される(図4参照)。これにより、低速シフト用ギヤ65eと外歯65a₁とが噛合し、且つ内歯65a₃と4輪駆動用ギヤ80とが噛合しているカップリングスリーブ65aの抜けを確実に防止することができる。

【0051】また、車両が4Lレンジを選択して走行中に旋回した場合には、後輪の回転速度と比較して前輪の回転速度が上回るため、内歯65a₃及び4輪駆動用ギヤ80の噛み合い部分に前後輪の回転速度差の発生によってこもりトルクTsが発生する。これにより、4Lレンジから4Hレンジへの切換え操作に影響を与えるおそれがあるが、図7に示すように、こもりトルクTsの発生により内歯65a₃及び4輪駆動用ギヤ80は軸線と所定の角度θ₁をもって交差するテーパ面67a、69が噛み合うので、内歯65a₃及び4輪駆動用ギヤ80の噛合状態を解除させようとするスラスト方向の移動力(スリーブ抜け力)Psが発生する。このように、内歯65a₃及び4輪駆動用ギヤ80の噛み合い部分にこもりトルクTsが発生しても、テーパ面67a、69の噛み合いにより発生するスリーブ抜け力Psを利用することによって、スリーブ規制ボール65cの押し込み動作を解除するだけの低い操作力で容易に4Lレンジから4Hレンジの切換え操作を行うことが可能となる。

【0052】さらに、本実施例では、4Lレンジを選択して走行している際には、外歯65a₁及び低速シフト用ギヤ65eの噛み合い部分に、前記スリーブ抜け力Psに抗するスラスト方向にスリーブ抜け防止力Peを発生させて、スリーブ規制ボール65cが負担する抜け防止力P₀を低減させているとともに、4Lレンジから4Hレンジへの切換え操作時には、スリーブ抜け防止力Peを発生させずに操作力が容易となる構造としている。

【0053】すなわち、4Lレンジを選択して走行する際に、カップリングスリーブ65aの抜けを防止しているスリーブ規制ボール65cには、図8に示すように、突部65b₁からの押圧力P₁に保持されながら、前述したスラスト方向のスリーブ抜け力Psに対抗して抜け防止力P₀を発生している。ここで、自動変速機20のトルクコンバータからエンジントルクTeが入力軸56を介して入力軸42に伝達されてくるが、4Lレンジの選択により噛合する外歯65a₁及び低速シフト用ギヤ65cは、図6に示したように、軸線と所定の角度θ₁をもって交差するテーパ面71a、73aが噛み合っているため、内歯65a₃及び4輪駆動用ギヤ80の噛合状態を維持させようとするスラスト方向の移動力(スリーブ抜け防止力)Peが発生する。これにより、スリーブ抜け力Psに抗するスラスト方向にスリーブ抜け防止力Peが発生するので、スリーブ規制ボール65cが負担する抜け防止力P₀を低減させることができる。

【0054】また、4Lレンジから4Hレンジへの切換え操作は自動変速機20がニュートラル状態とされた車両の停車状態で行われるので、エンジントルクTeは入力軸42に伝達されず、外歯65a₁及び低速シフト用ギヤ65eの噛合部分においてスリーブ抜け防止力Peが発生しない。したがって、スリーブ抜け力Psのみを利用することによって、スリーブ規制ボール65cの押し込み動作を解除するだけの低い操作力を行うことが可能となる。

【0055】次に、本実施例において使用した内歯65a₃及び4輪駆動用ギヤ80のテーパ面67a、69aのテーパ角θ₁と、外歯65a₁及び低速シフト用ギヤ65eのテーパ面71a、73aのテーパ角θ₂の設定方法について述べる。まず、内歯65a₃及び4輪駆動用ギヤ80の回転半径をr₁、テーパ面67a、69aのスラスト方向の摩擦抵抗をμ₁、こもりトルクをTsとすると、スリーブ抜け力Psは、
$$P_s = T_s / r_1 \cdot (\tan \theta_1 - \mu_1) \cdot \cos^2 \theta_1$$
の式で求められる。

【0056】また、外歯65a₁及び低速シフト用ギヤ65eの回転半径をr₂、テーパ面71a、73aのスラスト方向の摩擦抵抗をμ₂、エンジントルクをTcとすると、スリーブ抜け防止力Pcは、
$$P_e = T_c / r_2 \cdot (\tan \theta_2 - \mu_2) \cdot \cos^2 \theta_2$$
の式で求められる。

【0057】そして、Pe>Psとなるようにテーパ角θ₁、θ₂を適宜設定する。これにより、自動変速機20からエンジントルクTeが入力軸42に伝達されてくる4Lレンジを選択して走行する際には、スリーブ抜け防止力Peが発生するのでスリーブ規制ボール65cが負担する抜け防止力P₀を低減させることができ、一方、4Lレンジから4Hレンジへの切換え操作時には、自動変速機20からエンジントルクTeが入力軸42に

伝達されてないのでスリーブ抜け防止力 $P_e = 0$ となり、低い操作力でレンジの切換え操作を行うことが可能となる。

【0058】なお、本実施例では、トルクコンバータ等が組み込まれている自動変速機20を駆動力伝達系14の構成部材として説明したが、エンジン10からの駆動力を選択された歯車比で変速する変速機としても、同様の作用効果を得ることができる。

【0059】

【発明の効果】以上説明したように、本発明の請求項1記載の車両のトランスファ装置の高低速切換え機構は、シフトレバーから入力される軸線方向の操作力によりシフトスリーブを低速位置まで移動していくと、このシフトスリーブと連動してカップリングスリーブも低速位置まで移動し、この時点で、シフトレバーに保持力が付与されるスリーブ規制ボールによりカップリングスリーブの移動が規制されるので、低速位置において低速用ギヤ及び4輪駆動ギヤと噛合しているカップリングスリーブの抜けを確実に防止することができる。

【0060】また、カップリングスリーブを低速位置とした車両走行中に旋回した場合には、前輪の回転速度が後輪の回転速度を上回ることによって噛合している4輪駆動ギヤ及びカップリングスリーブのドグ歯にこもりトルクが発生するが、本発明では、こもりトルクの発生により軸線と交差する角度をもつテーパ面に形成された歯面どうしが噛み合い、4輪駆動ギヤから離間する方向にカップリングスリーブにスラスト力が作用する。したがって、このスラスト力をスリーブ抜け力として利用してシフトスリーブを軸線方向に移動できるので、こもりトルク発生によるシフトレバーの操作に悪影響を与えることがなく、しかも、スリーブ規制ボールの保持力を解除するだけの低い操作力で容易に低速位置から高速位置へシフトレバーの切換え操作を行うことができる。

【0061】また、請求項2記載のトランスファ装置の高低速切換え機構は、請求項1記載の効果に加えて、カップリングスリーブを低速位置として車両が走行する場合には、低速用ギヤとカップリングスリーブのドグ歯との間に噛み合う歯面どうしが軸線と交差する角度をもつテーパ面に形成されているので、入力軸に伝達される駆動力によって低速用ギヤからの離間を防止する方向にカップリングスリーブにスラスト力が作用する。したがって、このスラスト力をスリーブ抜け防止力として前述したスリーブ抜け力と対抗させることにより、スリーブ規制ボールが負担するカップリングスリーブの抜け防止力を低減させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明に係る四輪駆動車の概略を示す構成図である。

【図2】この発明に係るトランスファの構造を示す図で

ある。

【図3】この発明に係る高速位置に切換え操作された高低速切換え機構を示す図である。

【図4】この発明に係る低速位置に切換え操作された高低速切換え機構を示す図である。

【図5】この発明に係る低速用ギヤとカップリングスリーブが噛合している状態を示す模式図である。

【図6】この発明に係る高速用ギヤとカップリングスリーブが噛合している状態を示す模式図である。

【図7】高速用ギヤとカップリングスリーブが噛合部分にこもりトルクが発生した状態を示す模式図である。

【図8】スリーブ規制ボールがシフトスリーブに押し込まれて係合溝に入り込んでいる状態を示す図である。

【図9】この発明に係る油圧供給装置を示す回路図である。

【図10】この発明に係る油圧供給装置で使用されている切換弁を示す図である。

【図11】この発明に係るコントローラを示すブロック図である。

【図12】前後輪回転数差に対する前輪側への伝達トルクの制御特性グラフである。

【図13】油圧供給装置から供給されるクラッチ圧の変化に応じて変化する前輪側への伝達トルクの制御特性グラフである。

【図14】デューティ比に応じて変化するクラッチ圧の制御特性グラフである。

【符号の説明】

20 変速機

42 入力軸

44 第1出力軸

62 減速機構

65a カップリングスリーブ

65a₁ 内歯（高速用ギヤと噛合するスリーブのドグ歯）

65a₂ 外歯（低速用ギヤと噛合するスリーブのドグ歯）

65b シフトスリーブ

65c スリーブ規制ボール

65d 高速用ギヤ

65e 低速用ギヤ

67a 4輪駆動ギヤのテーパ面と噛み合うカップリングスリーブドグ歯のテーパ面

69a 4輪駆動ギヤのテーパ面

71a 低速用ギヤのテーパ面

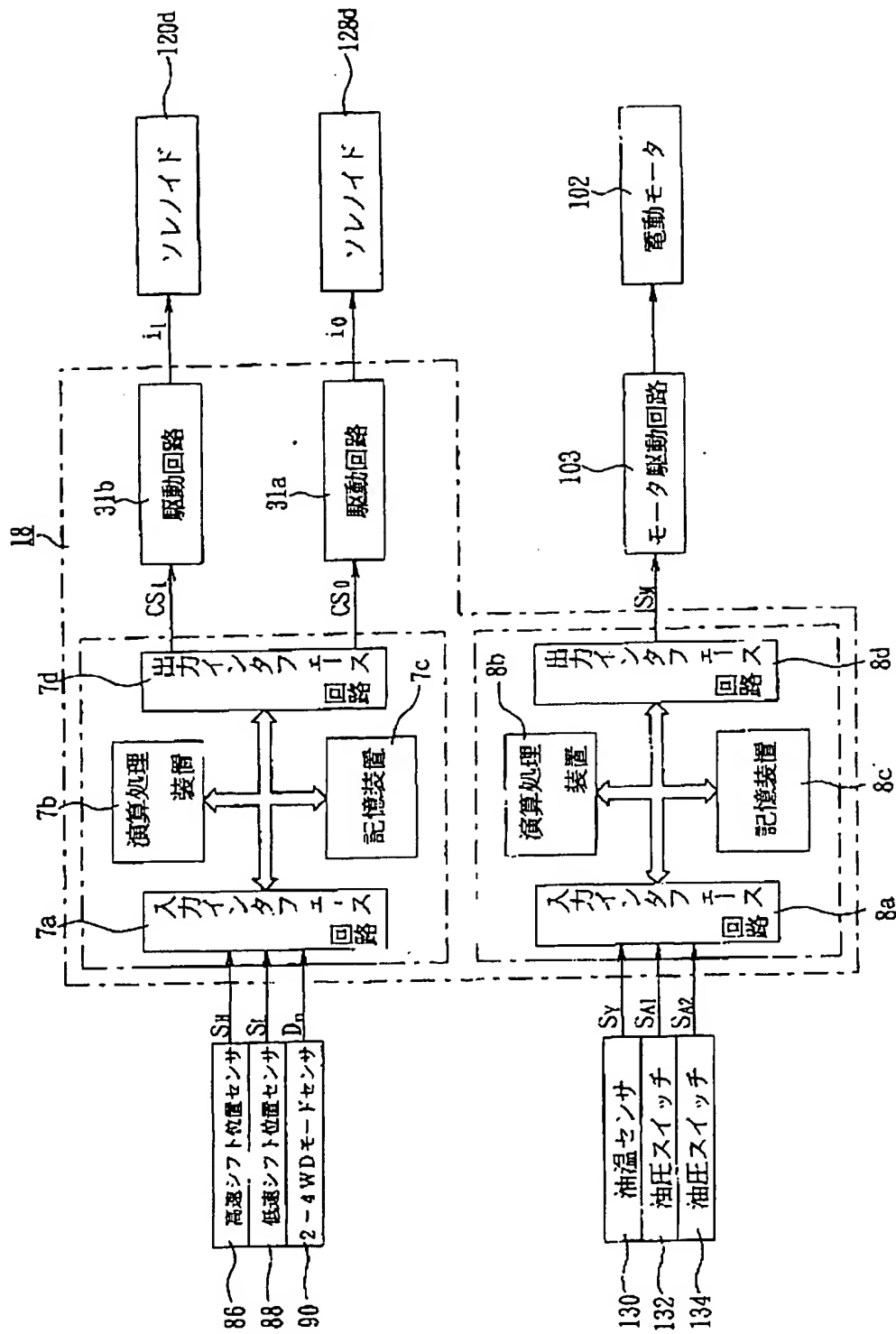
73a 低速用ギヤのテーパ面と噛み合うカップリングスリーブドグ歯のテーパ面

80 4輪駆動ギヤ

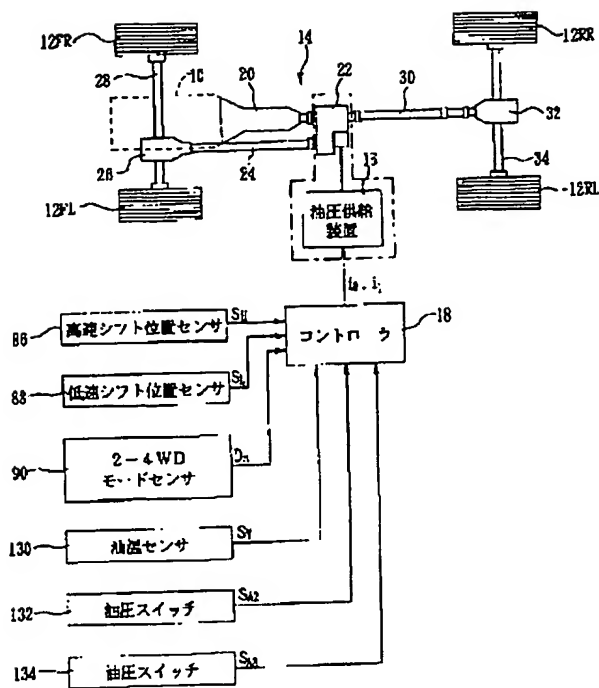
H 高速位置

L 低速位置

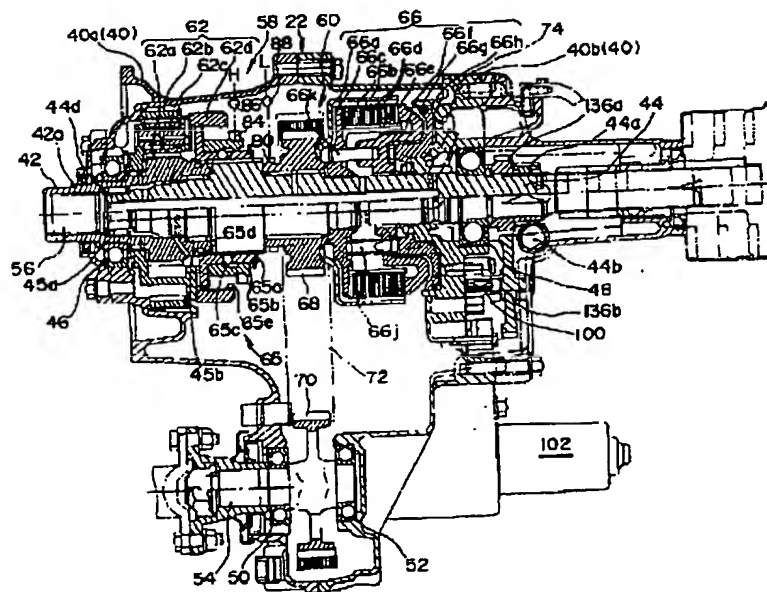
【図11】



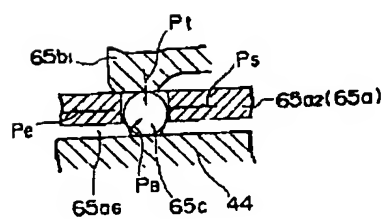
【図1】



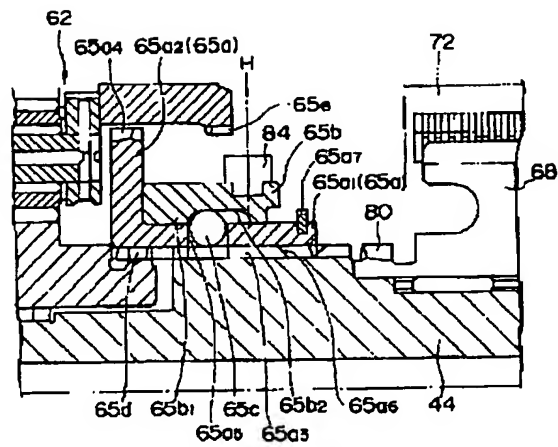
【図2】



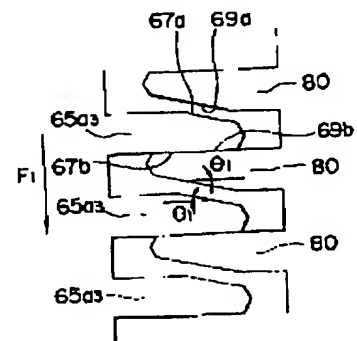
【図8】



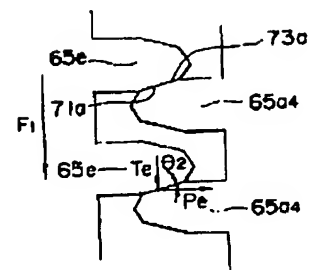
【図3】



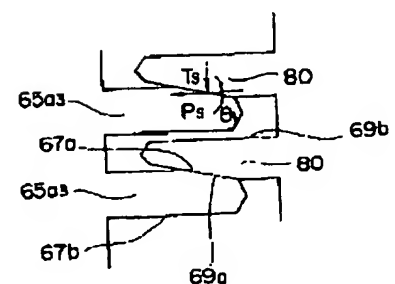
【図5】



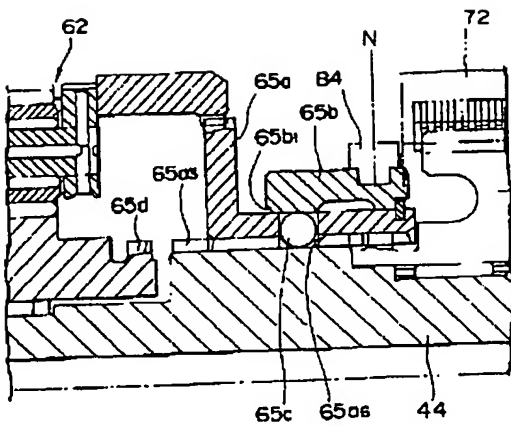
【図6】



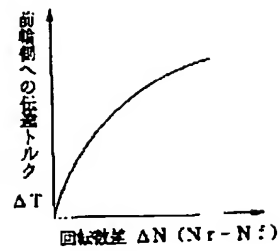
【図7】



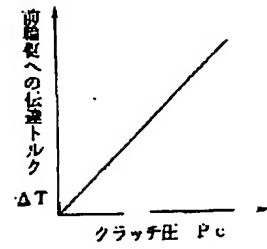
【図1】



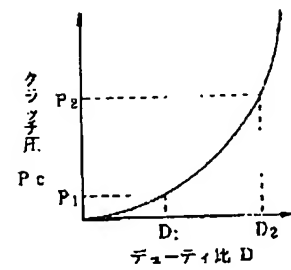
【図12】



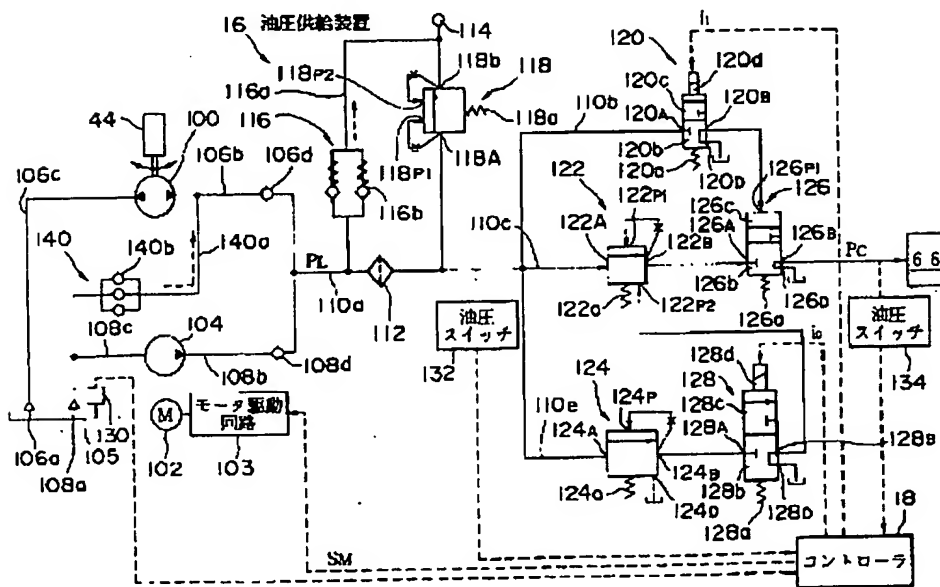
【図13】



【図14】



【図9】



【図10】

